

Авторефер
Б 90

проф. Герману М.Г.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

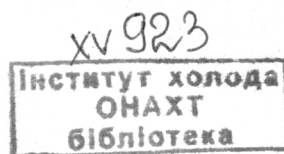
УДК 621.5.041-242.3

БУДАНОВ Василий Алексеевич

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОРШНЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ МАЛОГО
ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ
ЕГО ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Специальность 05.04.03 – машины и аппараты холодильной и
криогенной техники и систем конди-
ционирования

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Одесса – 1984

xv 923
ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
Бібліотека

дильных компрессоров с диаметром цилиндров от 67,5 до 115 мм, повышающих долговечность сопряжения поршневое кольцо-цилиндр в 2+2,5 раза;

- разработка методики расчета износа поверхностей сопряжения поршневое кольцо-цилиндр холодильного компрессора, учитывающей реальные условия работы сопряжения и компрессора в целом.

Основные научные положения и результаты, защищаемые в работе

1. Математическая модель поршневого уплотнения холодильного компрессора, разработанная на основе гидродинамической теории смазки и уравнений газодинамики с учетом специфических условий работы холодильного компрессора, позволяет решить задачу оптимизации геометрических параметров поршневых колец и поршневого уплотнения в целом.

2. Оптимальные геометрические параметры профиля рабочей поверхности поршневого кольца ($a_c/a^2 = (1+8,8) \cdot 10^{-6}$, $L/a = 3+4$) обеспечивают надежное поддержание жидкостного режима смазки и нормальную работу сопряжения кольцо-цилиндр во всем диапазоне рабочих режимов холодильного компрессора.

3. Поршневые кольца с оптимальным профилем рабочей поверхности позволяют уменьшить мощность трения компрессора на 15+20 % и повысить долговечность сопряжения поршневое кольцо-цилиндр в 2 + 2,5 раза по сравнению с кольцами с цилиндрическим профилем.

4. Оптимизация параметров поршневого уплотнения позволяет снизить величину протечек пара через зазор поршень-цилиндр в холодильном компрессоре на 25+30 % и повысить его коэффициент подачи на 3+5 %.

Практическая ценность.

Показано, что оптимизация профиля поршневого кольца позволяет обеспечить гидродинамический режим трения в сопряжении поршневое кольцо-цилиндр на большей части хода поршня. На базе математической модели работы поршневого уплотнения разработана программа на языке ФОРТРАН для расчета на ЭВМ оптимальных геометрических параметров рабочей поверхности поршневых колец и поршневого уплотнения в целом.

По разработанной программе на ЭВМ ЕС 1022 рассчитаны оптимальные геометрические параметры рабочего профиля поршневых колец компрессора 2ФУБС9, в результате чего долговечность его пор-

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ЦЕНТР
ОБРАЗОВАНИЯ

нового уплотнения возросла в два раза. В результате проведенных исследований разработана методика расчета износа деталей холодильных компрессоров.

Реализация работы.

Результаты проведенных исследований используются на ПО "Мелитопольхолодмаш", в СКТБ КХМ ПО "Одесхолодмаш" и на Рижском заводе "Компрессор".

Апробация работы.

Материалы диссертации докладывались на III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению (г.Одесса, 1982 г.), ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников Одесского технологического института холодильной промышленности (г.Одесса, 1979-1983 гг.).

Публикации.

По материалам диссертации опубликовано 5 печатных работ.

Структура и объем работы.

Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованной литературы, включающего 114 источников и приложения. В ней содержится 119 стр. основного текста, 41 рис. и 1 таблица.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Создание различных видов поршневых машин (двигателей, насосов компрессоров), работающих с разнообразными рабочими телами в широком диапазоне эксплуатационных режимов, вызвало необходимость приспособления поршневых колец к выполнению ими конкретных функций. Это привело к созданию целого ряда конструктивных форм колец. Однако проблема обеспечения необходимой долговечности поршневых колец является во многом еще не решенной. В связи с этим в последнее время Э.М.Бежанишвили, М.П.Кашкиным, В.С.Ястребовым, Л.Бартманом, А.И.Мишиным и другими выполнен ряд исследований по определению и повышению износостойкости поршневых колец, а также определению условий работы поршневого уплотнения в целом.

В то же время анализ условий трения и смазки поршневых колец холодильного компрессора и влияния геометрических параметров

поршневого уплотнения на теплоэнергетические характеристики компрессора практически не проводился. С этой целью было проведено теоретическое исследование по оптимизации геометрических параметров рабочей поверхности колец холодильных бессальниковых компрессоров с диаметром цилиндров до 115 мм.

Анализ конструктивных форм рабочей поверхности поршневых колец, а также результатов исследования смазки колец двигателей внутреннего сгорания показал, что наиболее полно рассмотреть влияние геометрии рабочей поверхности на условия смазки в сопряжении поршневое кольцо-цилиндр позволяет параболическая модель профиля.

Для такого профиля уравнение толщины масляного слоя между поршневым кольцом и цилиндром имеет вид:

$$H = h + \frac{a_0}{\alpha^2} z^2, \quad (1)$$

где H - толщина масляного слоя на расстоянии z от вершины параболического профиля рабочей поверхности поршневого кольца; a_0 - геометрический параметр кривизны профиля; α - ширина нижней части профиля поршневого кольца; z - текущее расстояние сечения зазора по высоте кольца от вершины профиля; h - минимальная толщина масляного слоя между поршневым кольцом и цилиндром.

Поршневое кольцо прижимается к стенке цилиндра силой давления газов в поршневой канавке P_z , силой собственной упругости P_{yn} , нормальной силой, действующей со стороны поршня на цилиндр P_n и силой трения $P_{тр}$ между торцом поршневого кольца и поршневой канавкой.

При ускоренном движении поршня в масляном слое между поршневым кольцом и цилиндром возникает сила гидродинамического давления P_{zg} , которая действует на рабочую поверхность кольца в направлении от цилиндра к поршню. Таким образом, толщина масляной пленки между поршневым кольцом и цилиндром будет определяться соотношением сил, прижимающих кольцо к цилиндру и сил гидродинамического давления.

Обычно соотношение между радиальной толщиной поршневого кольца и его диаметром настолько мало, что кольцо, находящееся в сопряжении поршень-цилиндр, с некоторым приближением можно считать тонкостенным цилиндром, стенки которого под воздействием системы сжимающих и разжимающих усилий могут перемещаться лишь в радиальном направлении. Тогда, используя уравнение Лапласа для тонкостенного цилиндра и закон Гука, можно записать

$$P_{zg} = Ah + P_z + P_{yn} + P_n + P_{тр}, \quad (2)$$

где A - коэффициент, характеризующий упругость поршневого кольца. Силу гидродинамического давления в масляном слое определяем, используя уравнение Рейнольдса. При этом считаем, что вязкость смазки постоянна по периметру поршневого кольца, но в силу изменения температуры изменяется вдоль образующей цилиндра, а также, что система симметрична в круговом направлении, т.е. задача решается как одномерная. Определив характер изменения давления в слое смазки между поршневым кольцом и цилиндром, находим среднее давление гидродинамических сил P_{zg} на поршневое кольцо. При ходе поршня от нижней мертвой точки (НМТ) к верхней мертвой точке (ВМТ)

$$P_{zg} = \frac{1}{L} \left(\int_{-a}^a p dz + p_2 a \right), \quad (3)$$

а при ходе поршня от ВМТ к НМТ:

$$P_{zg} = \frac{1}{L} \left(\int_0^a p dz + p_1 b \right), \quad (4)$$

где L - высота поршневого кольца; p - давление в слое смазки; b - ширина верхней части профиля поршневого кольца; p_1 и p_2 - давление газа над и под поршневым кольцом соответственно.

Полученные в результате математических преобразований уравнений (3) и (4) выражения для среднего давления гидродинамических сил поочередно подставляем в уравнение (2). Решая полученное уравнение относительно dh/dt и, учитывая связь между временем t и углом поворота вала α , получили зависимость толщины масляной пленки между поршневым кольцом и цилиндром h от угла поворота вала компрессора.

При ходе поршня от НМТ к ВМТ

$$\frac{dh}{d\alpha} = \frac{Ah + a_0 \arctg \left(\frac{b}{a} \sqrt{\frac{a_0}{h}} \right) + \frac{3\mu v R_z}{L \gamma_b} \left[\frac{b}{h B_1} + \frac{a}{h \sqrt{h a_0}} \arctg \left(\frac{b}{a} \sqrt{\frac{a_0}{h}} \right) \right]}{\frac{3\mu v R_z}{L a_0} \left[\frac{b}{2h B_1} + \frac{a}{2h \sqrt{h a_0}} \arctg \left(\frac{b}{a} \sqrt{\frac{a_0}{h}} \right) + \frac{R_z}{\gamma_b} \left(\frac{1}{B_1^2} - \frac{1}{h^2} \right) + \frac{b}{h^2} \right]}, \quad (5)$$

где $A = \frac{Et_k}{2\lambda_k}$

$$Q_\delta = - \frac{3\mu v a \delta}{L h \sqrt{h a_0}}$$

$$T_\delta = p_2 \left(\frac{R_\delta}{L Y_\delta} - 1 \right) - p_1 \frac{R_\delta}{L Y_\delta} + p_2 + p_{тр} + p_N + p_{yn}$$

$$R_\delta = \frac{a^2}{a_0} \left[\frac{h}{B_1} - \frac{1}{a} + 3\delta \sqrt{\frac{a_0}{h}} \operatorname{arctg} \left(\frac{\delta \sqrt{a_0}}{h} \right) \right]$$

$$Y_\delta = - \frac{2h\delta}{B_1^2} + \frac{3\delta}{B_1} - \frac{3a}{\sqrt{h a_0}} \operatorname{arctg} \left(\frac{\delta \sqrt{a_0}}{h} \right)$$

$$B_1 = h + \frac{a_0}{a^2} \delta^2$$

При ходе поршня от ВМТ к НМТ:

$$\frac{dh}{d\alpha} = \frac{Ah + Q_n \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_0}{h}} + T_n - \frac{3\mu v R_n}{L Y_n} \left(\frac{a}{h B_2^2} + \frac{a}{h \sqrt{h a_0}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_0}{h}} \right)}{\frac{3\mu v a}{L a_0} \left[\frac{-a}{2h B_2} - \frac{a}{2h \sqrt{h a_0}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_0}{h}} + \left(\frac{1}{B_2^2} - \frac{1}{h^2} \right) \frac{R_n}{Y_n} + \frac{a}{h^2} \right]}, \quad (6)$$

где

$$Q_n = \frac{3\mu v a^2}{L h \sqrt{h a_0}}$$

$$T_n = p_1 \left(\frac{R_n}{L Y_n} - 1 \right) - \frac{R_n}{L Y_n} p_2 + p_2 + p_{тр} + p_N + p_{yn}$$

$$R_n = \frac{1}{a_0} \left(3\sqrt{\frac{a_0}{h}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_0}{h}} - \frac{h}{B_2} + 1 \right)$$

$$Y_n = \frac{h}{a B_2} + \frac{3}{a B_2} + \frac{3}{a \sqrt{h a_0}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_0}{h}}$$

$$B_2 = h + a_0$$

E — модуль упругости материала поршневого кольца; t_k, λ_k — радиальная толщина и радиус поршневого кольца; μ — коэффициент динамической вязкости масла; v — скорость поршня.

Значения давления пара над поршневым кольцом (p_1) и под ним p_2 используются в качестве граничных условий при определении давления в слое смазки между поршневым кольцом и цилиндром, а также входят в уравнения (5) и (6). Для выявления характера распределения давления в поршневом уплотнении холодильного компрессора было проведено специальное теоретическое исследование. В качестве исходных уравнений этого исследования были приняты уравнения баланса масс, энергии газа, уравнение состояния идеального газа, а также уравнения для определения мгновенного расхода газа через щель. При этом считали, что пары хладагента, прорывающиеся из полости сжатия в картер холодильного компрессора, образуют адиабатный неустановившийся поток идеального газа через зазоры в замках поршневых колец.

В результате математических преобразований исходных уравнений были получены системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение термодинамических параметров газа в каждой полости между поршневыми кольцами в зависимости от угла поворота вала и стадии рабочего процесса компрессора.

Проведенный теоретический анализ состояния масляного слоя в сопряжении поршневое кольцо-цилиндр при различных профилях поршневых колец, применяемых в компрессорах в настоящее время, показал, что масляный слой, разделяющий трущиеся поверхности сопряжения, меньше минимально допустимого значения на большей части хода поршня. Также выявлено, что недостатки конструкций этих поршневых колец можно устранять путем оптимизации профиля их рабочей поверхности.

С целью выявления зависимости относительной минимальной толщины масляного слоя h/Δ (Δ — конструктивный средний радиальный зазор в сопряжении поршень-цилиндр) от геометрии рабочей поверхности поршневого кольца, скорости поршня и режима работы компрессора был проведен комплекс расчетов на ЭВМ по специально разработанной программе. В результате расчетов, проведенных для холодильных компрессоров с диаметром цилиндров от 67,5 до 115 мм определили, что поршневое кольцо с геометрическими параметрами профиля $a_0/a^2 = (1 + 8,8) 10^{-6}$ и $L/a = 3 + 4$ обеспечивает гидродинамический режим трения в сопряжении на большей части хода поршня, т.е. данный профиль является оптимальным.

С целью проверки результатов теоретического исследования, уточнения разработанной математической модели смазки сопряжения поршневое кольцо-цилиндр холодильного компрессора и определения влияния профиля поршневого кольца на износостойкость и характер трения в сопряжении было проведено сравнительное экспериментальное исследование поршневых колец с различными профилями рабочей поверхности в составе холодильного компрессора 2ФУБС9. Были также разработаны специальная технология и приспособление для обеспечения заданного профиля рабочей поверхности поршневых колец.

Принятый в процессе теоретического исследования параболический профиль рабочей поверхности был заменен профилем с двойной конусностью. При углах конусности от $10'$ до $50'$ такая замена формы профиля практически не сказывается на условиях смазки пары трения поршневое кольцо-цилиндр и в то же время позволяет значительно упростить технологию изготовления поршневых колец. Обработку рабочей поверхности поршневых колец проводили с помощью специально разработанного приспособления на круглошлифовальном станке. Приспособление позволяет обрабатывать разрезанные термофиксированные поршневые кольца с цилиндрической рабочей поверхностью, и обеспечивать их заданный рабочий профиль. После обработки проводили контроль формы рабочей поверхности поршневого кольца с помощью прибора для определения перпендикулярности рабочей и торцевой поверхностей поршневого кольца. Обработанные кольца имели конусность от $10'$ до $50'$.

Испытания на износостойкость компрессора 2ФУБС9 с поршневыми кольцами с двойным коническим и с цилиндрическим рабочим профилем проводили на стенде "Газовое кольцо". Компрессор работал на хладагенте R 22 в режиме с давлением всасывания $P_{\text{вс}} = 0,138$ МПа и давлением нагнетания $P_{\text{н}} = 0,882$ МПа в течение 2530 часов. Через каждые 500 часов работы проводились разборки компрессора для микрометрирования поршневых колец и цилиндров. Для микрометрирования гильз цилиндров с целью выявления закономерностей их износа по высоте и построения эпюр радиального износа было изготовлено специальное приспособление, позволяющее измерять износ гильз компрессора с шагом 2 мм. В результате проведенных сравнительных исследований износостойкости сопряжения поршневое кольцо-цилиндр выявлено, что его износ с поршневыми кольцами с оптимальным профилем в 2 + 2,5 раза меньше, чем с серийно изготавливаемыми кольцами.

С целью определения мощности, расходуемой на преодоление сил трения, было проведено специальное исследование компрессора 2ФУБС9 с поршневыми кольцами с оптимальным и цилиндрическим профилями рабочей поверхности, а также с кольцами, изготовленными из материала ТНК-2-Г5. В результате исследования определено, что мощность холостого хода компрессора минимальна для испытывавшихся типов колец при температуре масла в картере 303 ± 313 К. Также выявлено, что мощность холостого хода компрессора 2ФУБС9 с поршневыми кольцами с оптимальным профилем меньше, чем с серийно изготавливаемыми на $12 + 15$ %.

Степень влияния уплотняющего воздействия поршневых колец на потери производительности бессальникового компрессора определяется рядом конструктивных параметров цилиндрико-поршневой группы и поршневых колец, типом хладагента и частотой вращения вала компрессора. Выявление характера влияния указанных факторов на протечки хладагента возможно лишь на основе теоретического изучения физических закономерностей процесса течения паров через сопряжения поршень-поршневое кольцо-цилиндр.

Поршневое уплотнение холодильного компрессора состоит из одного или нескольких уплотнительных элементов, каждый из которых представляет собой полость между двумя соседними поршневыми кольцами. При моделировании работы поршневого уплотнения бессальниковых холодильных компрессоров вначале рассматривали один уплотнительный элемент. Рабочий цикл холодильного поршневого компрессора описывался схематизированной индикаторной диаграммой.

Ввиду циклического характера рабочего процесса поршневого холодильного компрессора течение пара через зазоры в замках поршневых колец, ограничивающих уплотнительный элемент, нестационарно. Наблюдаются четыре случая сочетания направлений течения пара через замки этих поршневых колец, которые зависят от варианта соотношения давлений:

1. $P_1 > P_2 > P_3$,
2. $P_1 < P_2 > P_3$,
3. $P_1 > P_2 < P_3$,
4. $P_1 < P_2 < P_3$.

При этом параметрам пара над верхним поршневым кольцом уплотнительного элемента присвоили индекс "1", в межкольцевой полости - "2", а под нижним кольцом - "3". Вначале рассматривали наиболее важный первый случай, когда пар движется в одном направлении из полости сжатия в картер.

В результате математического преобразования уравнений баланса масс, энергий пара и уравнения состояния пара в межкольцевой полости, а также уравнений для мгновенного расхода пара через зазоры в замках обоих колец для этого случая получена система дифференциальных уравнений, описывающая состояние пара в межкольцевой полости:

$$\begin{cases} \frac{dM_2}{d\alpha} = \frac{dM_1}{d\alpha} - \frac{dM_3}{d\alpha} \\ \frac{dT_2}{d\alpha} = \frac{1}{\omega M_2} \left[T_1 \left(k - \frac{T_2}{T_1} \right) \frac{dM_1}{d\alpha} - T_2 (k-1) \frac{dM_3}{d\alpha} \right] \\ \frac{dP_2}{d\alpha} = \frac{R}{\omega V_2} \left(T_2 \frac{dM_2}{d\alpha} + M_2 \frac{dT_2}{d\alpha} \right) \\ \frac{dM_1}{d\alpha} = \begin{cases} A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k}} & \text{при } \frac{P_2}{P_1} > \beta_{кр} \\ A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \cdot 0,168 & \text{при } \frac{P_2}{P_1} \leq \beta_{кр} \end{cases} \\ \frac{dM_3}{d\alpha} = \begin{cases} A \frac{f_2}{f_1} \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{k-1/k}} & \text{при } \frac{P_3}{P_2} > \beta_{кр} \\ A \frac{f_2}{f_1} \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} \cdot 0,168 & \text{при } \frac{P_3}{P_2} \leq \beta_{кр} \end{cases} \end{cases} \quad (7)$$

где

$$A = \frac{\mu f_1}{\omega} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)R}},$$

M – мгновенный расход пара через зазор в замке уплотнительного кольца; α – угол поворота вала; T – температура пара; ω – угловая скорость вала; k – показатель адиабаты; P – давление пара; V_2 – объем межкольцевой полости; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений; f_1 и f_2 – площади сечений зазоров в замках первого и второго уплотнительных колец соответственно; μ – коэффициент расхода; R – газовая постоянная.

Для каждого из возможных случаев была составлена система дифференциальных уравнений, описывающая состояние пара в межколь-

цевой полости, аналогичная системе уравнений (7). Для того, чтобы выявить зависимость изменения термодинамических параметров пара в межкольцевом уплотнительном элементе от угла поворота вала за один оборот, необходимо решать поочередно системы дифференциальных уравнений, описывающих каждый случай работы элемента, зависящий от стадии рабочего процесса в цилиндре компрессора. Если поршневое уплотнение состоит из трех или более поршневых колец, то необходимо составить две и более взаимосвязанных систем дифференциальных уравнений, аналогичных системе (7), для каждой межкольцевой полости. Применение ЭВМ для исследования системы дифференциальных уравнений позволяет максимально раскрыть физическую картину работы поршневого уплотнения в широком диапазоне рабочих условий холодильного компрессора.

С помощью разработанной математической модели выполнили теоретическое исследование работы поршневого уплотнения бессальникового компрессора с диаметром цилиндров от 67,5 до 115 мм.

Установлено, что давление в межкольцевом пространстве и эффективность работы уплотнительного элемента прямо связаны между собой и зависят от стадии рабочего процесса в цилиндре компрессора, режима работы компрессора, типа хладагента, частоты вращения вала и расстояния между поршневыми кольцами. Увеличение расстояния между поршневыми кольцами бессальниковых компрессоров с диаметром цилиндра от 67,5 до 115 мм на 25 + 40 % приводит к повышению эффективности уплотнения на 25 – 30 % и увеличению коэффициента подачи на 3 + 5 %. Оптимизация конструктивного исполнения поршневого уплотнения, в том числе и за счет расстояния между кольцами, позволяет сократить число поршневых колец компрессора с четырех до трех и с трех до двух без ухудшения его тепло-энергетических показателей.

Перепад рабочих давлений значительно влияет на эффективность работы поршневого уплотнения и сказывается на потерях холодопроизводительности компрессора при его работе на различных режимах. Для бессальникового компрессора, работающего на хладагенте R 22, протечки через уплотнение возрастают на 20 + 40 % и уменьшаются на 10 + 15 % при переходе его с работы в стандартном режиме на работу в режимах с температурами кипения соответственно -25 + -30 °C и 5 + 10 °C.

Расчет количества пара, перетекающего через зазор в замке нижнего кольца поршневого уплотнения, путем решения системы диф-

ференциальных уравнений (7) позволил определить аналитически влияние протечек на коэффициент подачи λ компрессора. Сравнение результатов расчета коэффициента подачи λ компрессора 24УБС9 с экспериментальными данными в различных режимах работы компрессора и при различном конструктивном исполнении поршневого уплотнения показало их хорошую сходимость.

Повышение долговечности поршневых холодильных компрессоров неразрывно связано с созданием методов расчета изнашивания их деталей, в которых бы учитывались физико-механические характеристики поверхностей трения, режимы их работы и конструктивные особенности пар трения.

Наиболее полная теория трения и изнашивания сухих поверхностей разработана профессором И.В.Крагельским. На основе комплекса теоретических и экспериментальных исследований по изучению механизма и закономерностей износа В.И.Крагельским получены расчетные формулы для определения величин износа при сухом и граничном трении скольжения сопрягаемых поверхностей.

Изнашивание деталей холодильных компрессоров происходит в специфических условиях. Поэтому их износ целесообразно рассчитывать, исходя из предложенной В.И.Миловановым, гипотезы их изнашивания в периоды пуска и остановки компрессора, когда в сопряжениях наблюдается полусухое и граничное трение. В связи с этим в выражение для расчета интенсивности износа были введены эмпирические коэффициенты Ξ и ξ . Значения этих коэффициентов были определены на базе анализа и обобщения большого количества экспериментальных данных по износостойкости деталей холодильных компрессоров. Сравнение расчетных и экспериментальных величин интенсивности износа показало их хорошую сходимость.

В то же время в холодильном компрессоре некоторые детали, в частности, поршневые кольца, работают в условиях упругого прижатия поверхностей трения и недостаточной смазки. Их износ происходит не только в период пуска и остановки компрессора, но и при установившемся режиме работы компрессора.

Для определения периодов, в течение которых в сопряжении поршневое кольцо-цилиндр холодильного компрессора наблюдается полусухое и граничное трение, был проведен комплекс расчетов толщины масляного слоя в данном сопряжении для различных профилей поршневых колец в широком диапазоне рабочих режимов компрессора. За один оборот вала компрессора в сопряжении поршневое кольцо-

гильза цилиндра толщина масляного слоя между сопрягаемыми поверхностями h_m колеблется в значительных пределах, превосходя на некоторой части хода поршня минимально допустимую толщину масляного слоя h_0 , при которой еще обеспечивается жидкостной режим трения в сопряжении, и уменьшаясь ниже величины h_0 на остальной части хода поршня. Длины этих участков хода поршня и их соотношение в значительной степени зависят от величины h_0 , определяемой, в свою очередь, шероховатостью поверхностей.

Номинальное удельное давление в сопряжении поршневое кольцо - цилиндр определялось для каждого положения поршня при его поступательном перемещении в цилиндре.

Имея для каждого поршневого кольца графические зависимости толщины масляного слоя h_m и удельного давления p_u в сопряжении поршневого кольца с цилиндром от хода поршня S за весь рабочий цикл компрессора и зная минимально допустимую толщину масляного слоя h_0 , путем совмещения этих графиков определяли длину пути полусухого трения $L_{\text{тр.сб}}$ кольца и цилиндра и характер изменения величины p_u на соответствующем участке хода поршня за один оборот вала.

Интенсивность износа $\mathcal{I}_h$ поршневого кольца является отношением линейного износа его рабочей поверхности h_u за определенный срок работы к пути полусухого и граничного трения сопрягаемых поверхностей L за тот же период. Если ввести коэффициент ξ_1 , отражающий отношение пути полусухого и граничного трения в сопряжении к соответствующему ходу поршня $2S$, то линейный износ поршневого кольца h_u определим из выражения:

$$h_u = 7,2 \cdot 10^3 \mathcal{I}_h \xi_1 S n \tau, \quad (8)$$

где n - частота вращения вала, с^{-1} ; τ - время работы компрессора, час.

В результате анализа работы сопряжения поршневое кольцо-цилиндр определено, что коэффициент ξ_1 колеблется в пределах $0,1 + 0,8$ в зависимости от профиля рабочей поверхности поршневого кольца и режима работы компрессора. При расчете износа гильз цилиндров учитывали наличие нескольких поршневых колец и различия в расположениях их путей трения на гильзе цилиндра. Поэтому для построения эпюры износа гильзы цилиндра в каждой точке определяли ее износы, вызываемые трением с каждым поршневым кольцом, а затем суммировали их. Сравнение расчетных величин износа с результатами обмера поршневых колец и гильз цилиндров компрессора

2ФУЭС9, испытывавшихся на износостойкость, показало их хорошую сходимость.

Оптимизация профиля рабочей поверхности компрессионных поршневых колец приводит к уменьшению пути их полусухого и граничного трения с гильзой за один оборот вала в $2,3 + 3$ раза, в результате чего суммарный износ гильзы цилиндра сокращается в два раза.

ВЫВОДЫ

1. На основе гидродинамической теории смазки и уравнений газодинамики, с учетом специфических условий работы холодильного компрессора, разработана математическая модель поршневого уплотнения, позволяющая проводить оптимизацию его геометрических параметров, а также оптимизацию профиля рабочей поверхности поршневых колец с целью обеспечения жидкостного режима трения в сопряжении поршневого кольца-цилиндра.

2. Разработана методика оптимизации геометрических параметров профиля рабочей поверхности поршневых колец холодильных компрессоров с диаметром цилиндров от 67,5 до 115 мм, исходя из принципа обеспечения гидродинамического режима трения сопряжения кольцо-цилиндр и повышения его долговечности. Определено, что минимальная толщина масляного слоя между поршневым кольцом и цилиндром достаточна для обеспечения гидродинамического режима смазки и нормальной работы сопряжения во всем диапазоне рабочих режимов холодильных компрессоров с диаметром цилиндров до 115 мм, если профиль рабочей поверхности поршневого кольца имеет оптимальные геометрические параметры $q_0/q_2 = (1+8,8) \cdot 10^{-6}$ и $L/a = 3+4$.

3. В результате сравнительных испытаний на износостойкость поршневых колец с различными профилями их рабочей поверхности выявлено, что применение поршневых колец с оптимальным профилем повышает в $2+2,5$ раза долговечность сопряжения поршневого кольца-цилиндра холодильного компрессора по сравнению с серийно изготавливаемыми кольцами с цилиндрической рабочей поверхностью.

4. Экспериментальные исследования по определению мощности холостого хода холодильного компрессора 2ФУЭС9 позволили определить, что мощность компрессора, расходуемая на преодоление сил трения при применении чугунных поршневых колец с оптимальным и цилиндрическим профилями относится как 1:1,15.

5. На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработана методика оптимизации геометрических параметров поршневого уплотнения холодильного компрессора, позво-

ляющая повысить его эффективность на 25-30 %, уменьшить число поршневых колец в уплотнении и повысить коэффициент подачи компрессора на $3+5$ %.

6. На основе проведенных исследований выявлено, что путь граничного и полусухого трения поршневых колец холодильного компрессора может колебаться от 10 до 80 % от хода поршня в зависимости от профиля их рабочей поверхности и режима работы компрессора, причем оптимизация профиля рабочей поверхности поршневых колец приводит к сокращению пути граничного и полусухого трения в $2,3 + 3$ раза.

7. Предложена методика расчета интенсивности износа поверхности трения деталей холодильного компрессора, основанная на теории изнашивания И.В.Крагельского, теоретическом исследовании состояния смазки между поршневым кольцом и цилиндром и экспериментальных данных по износостойкости деталей холодильных компрессоров, учитывающая реальные условия работы сопряжений компрессора. Расчет износа деталей холодильных компрессоров по предложенной методике дает хорошую сходимость с результатами экспериментальных исследований.

Основное содержание диссертации изложено в работах

1. Милованов В.И., Буданов В.А. Расчетный метод оценки износа деталей малых холодильных компрессоров. - В кн.: Холодильная техника и технология, вып.35. Киев. 1982, с.53-60.
2. Милованов В.И., Буданов В.А. Оптимизация профиля поршневых колец холодильного компрессора. - Холодильная техника, 1983, № 11, с.23-27.
3. Милованов В.И., Буданов В.А. Математическое моделирование протечек в сопряжениях поршень-поршневое кольцо-цилиндр холодильного компрессора. - Холодильная техника, 1984, № 6, с.26-30.
4. Милованов В.И., Буданов В.А. Расчет износа поверхностей сопряжения поршневое кольцо-цилиндр холодильного компрессора. - Холодильная техника, 1984, № 10, с.33-37.
5. Милованов В.И., Буданов В.А. Изменение параметров маслохладонной смеси в зазоре поршень-цилиндр компрессора с поршневыми кольцами. - В кн.: Холодильная техника и технология, вып.39. Киев. 1984, с.72-75.

Условные обозначения

h - минимальная толщина масляного слоя; m ; P - сила, H ;
 p - давление, Па; L - высота поршневого кольца, m ; α - угол
 поворота коленчатого вала; v - скорость поршня, m/s ; T - тем-
 пература, K ; M - мгновенный расход пара, kg/s ; ω - угловая
 скорость, s^{-1} ; t - время, s ; S - ход поршня, m

И н д е к с ы

b - ход поршня от НМТ к ВМТ; n - ход поршня от ВМТ к НМТ;
 $кр$ - критический; bc - всасывание; k - кольцо; $и$ - износ.

Войт

xv923

Институт холода
ОНАХТ
Бібліотек